

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 37 03 759 A1**

⑳ Aktenzeichen: P 37 03 759.5
㉑ Anmeldetag: 7. 2. 87
㉒ Offenlegungstag: 3. 9. 87

⑤① Int. Cl. 4:
B 60 K 17/00

B 60 K 17/08
B 60 K 17/02
B 60 K 17/16
F 16 H 37/12
F 02 B 61/06
F 16 F 15/30

Behördeneigentum

DE 37 03 759 A1

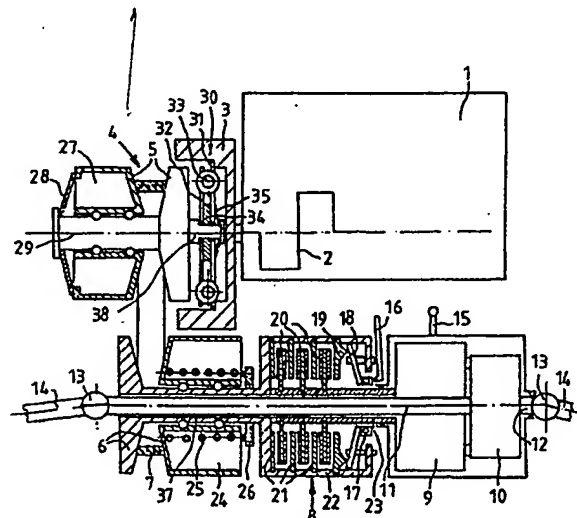
③⑩ Innere Priorität: ③② ③③ ③①
27.02.86 DE 36 08 357.6

⑦① Anmelder:
Volkswagen AG, 3180 Wolfsburg, DE

⑦② Erfinder:
Heidemeyer, Paulus, Dipl.-Ing.; Scholz, Romanus,
Dipl.-Ing.; Janz, Winfried, 3180 Wolfsburg, DE

⑤④ **Antriebsanordnung**

Die Antriebsanordnung für Fahrzeuge, insbesondere Personenkraftfahrzeuge, weist einen durch eine Hubkolben-Brennkraftmaschine gebildeten Antriebsmotor (1), ein mit der Kurbelwelle (2) der Brennkraftmaschine starr verbundenes Schwungrad (3) zum Ausgleich der Drehkraftungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine, eine zwischen dem Antriebsmotor und den angetriebenen Rädern angeordnete Trenn- und Anfahrkupplung (8) sowie ein stufenlos verstellbares Getriebe (4) auf. Um eine im Hinblick auf den Ausgleich der Drehkraftungleichförmigkeiten sowie im Hinblick auf eine Stillstandsverstellung des stufenlos verstellbaren Getriebes günstigere Anordnung zu schaffen, soll das Schwungrad (3) spielfrei mit dem Eingangselement des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) verbunden sein und die Trenn- und Anfahrkupplung (8) soll hinter dem Ausgangselement des stufenlos verstellbaren Getriebes angeordnet sein. Weiter soll zwischen dem Schwungrad (3) und dem Eingangselement (5) des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) eine mit einer Feder-Dämpfer-Einrichtung (33, 34, 35) ausgerüstete Kupplung (30) vorgesehen sein.



DE 37 03 759 A1

Patentansprüche

1. Antriebsanordnung für Fahrzeuge, insbesondere Personenkraftfahrzeuge, mit einem durch eine Hubkolben-Brennkraftmaschine gebildeten Antriebsmotor, einem mit der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine starr verbundenen Schwungrad zum Ausgleich der Drehkraftungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine, einer zwischen dem Antriebsmotor und den angetriebenen Rädern angeordneten Trenn- und Anfahrkupplung sowie mit einem stufenlos verstellbaren Getriebe, dadurch gekennzeichnet, daß das Schwungrad (3) spielfrei mit dem Eingangselement (5) des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) verbunden ist und daß die Trenn- und Anfahrkupplung (8) dem Ausgangselement (6) des stufenlos verstellbaren Getriebes nachgeschaltet ist.
2. Antriebsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Schwungrad (3) und dem Eingangselement (5) des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) eine mit einer Feder-Dämpfer-Einrichtung (33, 34, 35) ausgerüstete Kupplung (30) vorgesehen ist.
3. Antriebsanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplung (30) eine mit dem Schwungrad (3) spielfrei verbundene erste Kupplungsscheibe (31) und eine mit dem Eingangselement (5) des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) spielfrei verbundene zweite Kupplungsscheibe (32) aufweist, daß die beiden Kupplungsscheiben (30, 31) durch Druckfedern (33) verbunden sind, die in über den Umfang verteilten, miteinander fluchtenden Ausnehmungen der Kupplungsscheiben (31, 32) unter Vorspannung stehend gehalten sind und daß die Kupplungsscheiben (31, 32) durch Federn (35) an zwischen ihnen angeordnete Reibscheiben (34) gepreßt sind.
4. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das stufenlos verstellbare Getriebe (4) durch ein Kegelscheibenumschlingungsgetriebe gebildet ist, dessen die Eingangs- und Ausgangselemente bildenden und durch ein Umschlingungselement (7) verbundenen Kegelscheibenpaare (5, 6) mit einer mechanischen Grundanpressung versehen sind.
5. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Trenn- und Anfahrkupplung (8) zum selbsttätigen Ausrücken bei freigegebenem Fahrpedal (Schubbetrieb) ausgebildet ist.
6. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Trenn- und Anfahrkupplung (8) als Mehrscheiben-Reibkupplung ausgebildet ist.
7. Antriebsanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Feder-Dämpfer-Einrichtung (33, 34, 35) einen Drehmomentsensor in Form eines einen Differenzwinkel bzw. Differenzweg zwischen dem Schwungrad (3) und den Eingangselement (5) des stufenlos verstellbaren Getriebes (4) erfassenden Meßgliedes aufweist.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Antriebsanordnung für Fahrzeuge, insbesondere Personenkraftfahrzeuge, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Bei herkömmlichen Fahrzeugantriebsanordnungen,

die mit einem stufenlos verstellbaren Getriebe ausgerüstet sind, befindet sich analog zur Anordnung bei Fahrzeugantrieben mit herkömmlichen Handschaltgetrieben zwischen dem Getriebe und dem Antriebsmotor eine Trenn- und Anfahrkupplung, die zum Anfahren des Fahrzeugs eingerückt und spätestens bei haltendem Fahrzeug ausgerückt wird. Bei einer derartigen Anordnung muß das Schwungrad, das zum Ausgleich der Drehkraftungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine vorgesehen ist, mit einem relativ großen Trägheitsmoment ausgebildet sein, was einen verhältnismäßig großen Bauraum erfordert. Des weiteren muß, wenn für das stufenlos verstellbare Getriebe ein Kegelscheibenumschlingungsgetriebe mit trockenem Riemen als Umschlingungselement eingesetzt werden soll, was hinsichtlich des Bauaufwandes gegenüber Kegelscheibenumschlingungsgetrieben mit sogenannten nassen Umschlingungselementen, wie Reibketten oder dgl., günstiger ist, zum Zwecke der Ermöglichung einer Stillstellung des stufenlos verstellbaren Getriebes eine zweite Kupplung zwischen dem stufenlos verstellbaren Getriebe und den angetriebenen Rädern vorgesehen sein.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe besteht nun darin, eine Antriebsanordnung der im Oberbegriff des Patentanspruchs angegebenen Art zu schaffen, die sowohl Verbesserungen hinsichtlich des Ausgleichverhaltens der Drehkraftungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine bringen als auch den Einsatz eines trockenen Riemens bei dem stufenlos verstellbaren Getriebe ohne zusätzlichen Bauaufwand ermöglichen.

Die Lösung dieser Aufgabe ergibt sich gemäß den im Kennzeichen des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmalen. Erfindungsgemäß wird also die Trenn- und Anfahrkupplung nicht vor, sondern hinter dem stufenlos verstellbaren Getriebe angeordnet, was zum einen eine einfache Stillstandsverstellung des stufenlos verstellbaren Getriebes und damit auch die Verwendung der weniger aufwendigen sogenannten trockenen Riemen ermöglicht, und was zum anderen den Vorteil bringt, die Eingangs- und Ausgangselemente des stufenlos verstellbaren Getriebes mit ihren relativ großen Massen als Schwungmassen zur Unterstützung des dann mit einem geringeren Trägheitsmoment ausführbaren Schwungrades heranzuziehen. Dabei wäre es besonders zweckmäßig, wenn zwischen dem Schwungrad und dem Eingangselement des stufenlos verstellbaren Getriebes eine mit einer Feder-Dämpfer-Einrichtung ausgerüstete Kupplung vorgesehen ist. Auf diese Weise wird ein aus praktisch drei durch elastische und gedämpfte Glieder miteinander verbundenen Massen bestehendes Schwungmassensystem geschaffen, das einen günstigen Ausgleich der Drehkraftungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine in einem breiten Betriebsbereich ermöglicht.

Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich gemäß den Merkmalen der übrigen Ansprüche.

In der Zeichnung ist anhand eines schematischen Schaltbildes ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Antriebsanordnung dargestellt, das im folgenden näher erläutert wird.

In der Zeichnung ist mit 1 ein durch eine herkömmliche Hubkolben-Brennkraftmaschine gebildeter Antriebsmotor für ein Fahrzeug, insbesondere ein Personenkraftfahrzeug, bezeichnet, dessen mit 2 angegebene Kurbelwelle unmittelbar und starr mit einem Schwungrad 3 verbunden ist. 4 stellt ein stufenlos verstellbares Getriebe in Form eines Kegelscheibenumschlingungs-

getriebes dar, dessen Antriebskegelscheibenpaar 5 über eine mit einer Feder-Dämpfer-Einrichtung ausgerüstete Kupplung 30 mit dem Schwungrad 3 und dessen Abtriebskegelscheibenpaar 6 mit einer durch eine Mehrscheiben-Reibkupplung gebildeten Trenn- und Anfahrkupplung 8 verbunden ist. Mit 7 ist ein das Antriebskegelscheibenpaar 5 und das Abtriebskegelscheibenpaar 6 des stufenlos verstellbaren Getriebes 4 verbindendes Umschlingungselement bezeichnet, das hier aus einem trockenen Riemen bestehen kann.

Der Trenn- und Anfahrkupplung 8 nachgeschaltet ist ein mit 9 angedeutetes Achsübersetzungs- und Umkehrgetriebe, das durch einen Schalthebel 15 zur Verstellung in Vorwärts- und Rückwärtsfahrtrichtung umschaltbar ist, sowie ein nachfolgendes Ausgleichsgetriebe 10, aus dem Antriebshalbwellen 11 und 12 herausragen. Diese Antriebshalbwellen 11 und 12 sind über Gelenke 13 mit zu den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs führenden Gelenkwellen 14 verbunden.

Die Trenn- und Anfahrkupplung 8 ist, wie bereits angedeutet wurde, als Mehrscheiben-Reibkupplung ausgebildet mit einer Mehrzahl von Kupplungsscheiben 20, die auf einer auf der Antriebshalbwelle 11 gelagerten und zu dem Achsübersetzungs- und Umkehrgetriebe 9 führenden Hohlwelle 23 gehalten sind. Ein mit 22 bezeichnetes Gehäuse der Trenn- und Anfahrkupplung 8 in dem ringscheibenförmige Druckplatten 21 und eine von einer Tellerfeder 18 in Einrückrichtung beaufschlagte Anpreßplatte 19 verschiebbar gehalten sind, ist über eine ebenfalls auf der Antriebshalbwelle 11 gelagerte Hohlwelle 37 mit der feststehenden Kegelscheibe des Abtriebskegelscheibenpaares 6 des stufenlos verstellbaren Getriebes 4 verbunden. Zur Betätigung der Trenn- und Anfahrkupplung 8 dient ein Kupplungshebel 16, der über ein Ausrücklager 17 am radial inneren Rand der Tellerfeder 18 angreift, wodurch die Anpreßplatte 19 entlastet und die Kupplung ausgerückt wird. Die Betätigung des Kupplungshebels 16 kann dabei über ein hier nicht weiter gezeigtes Gestänge direkt von einem in dem Fahrzeug angebrachten Kupplungspedal oder aber auch von einem Servomechanismus mit einer entsprechend zugeordneten Steuerung durchgeführt werden. Ebenso ist eine Kupplungsbetätigung durch Zuführung eines Servomechanismus in das Laufzeug der Kupplung möglich.

Den beiden Kegelscheibenpaaren 5 und 6 des stufenlos verstellbaren Getriebes 4 sind jeweils Servomechanismen 24 und 27 zugeordnet, die durch entsprechende Ansteuerung eine gegensinnige Verstellung der verstellbaren Kegelscheiben vornehmen, wobei diese Verstellung in bekannter Weise in Abhängigkeit von der Belastung und der Drehzahl des Antriebsmotors zur Veränderung der Übersetzung des stufenlos verstellbaren Getriebes durch Variation der Angriffsradien des Umschlingungselementes 7 an den beiden Kegelscheibenpaaren vorgenommen wird. Bereits im Motorstillstand ist eine beispielsweise durch Federkraft bewirkte mechanische Grundanpressung der beiden verstellbaren Kegelscheiben vorgesehen. An dem Antriebskegelscheibenpaar 5 wird die Grundanpressung durch eine die verstellbare Kegelscheibe belastende Tellerfeder 28 hervorgerufen, die sich an einem Haltebund eines an der feststehenden Kegelscheibe befestigten Wellenstutzens 29 abstützt. Die verstellbare Kegelscheibe des Abtriebskegelscheibenpaares 6 wird demgegenüber durch eine Schraubenfeder 25 belastet, die sich an einem auf der Hohlwelle 37 gehaltenen Ringbund 26 abstützt.

Die zwischen dem Schwungrad 3 und dem Antriebs-

kegelscheibenpaar 5 angeordnete Kupplung 30 weist eine in ihrem äußeren Durchmesserbereich an dem Schwungrad 3 spielfrei befestigte erste Kupplungsscheibe 31 sowie eine an ihrem radial inneren Bereich an einem Wellenzapfen 38 des Antriebskegelscheibenpaares 5 ebenfalls spielfrei befestigte zweite Kupplungsscheibe 32 auf, die zwischen sich einen Reibscheibensatz 34 aufnehmen. In einem mittleren Durchmesserbereich der beiden Kupplungsscheiben 31 und 32 sind gleichmäßig über den Umfang verteilte, miteinander fluchtende schlitzzartige Ausnehmungen vorgesehen, in denen unter Vorspannung stehende Schraubenfedern 33 angeordnet sind. Schließlich ist noch eine sich an einem Endpunkt des Wellenzapfens 38 abstützende Tellerfeder 35 vorgesehen, die den radial inneren Rand der ersten Kupplungsscheibe 31 gegen den Reibscheibensatz 34 und die zweite Kupplungsscheibe 32 drückt.

Die erfindungsgemäße Antriebsanordnung weist also infolge der Anordnung der Trenn- und Anfahrkupplung 8 hinter dem stufenlos verstellbaren Getriebe 4 ein Mehrmassenschwungrad auf, das praktisch aus drei über Feder-Dämpfer-Elemente miteinander verbundenen Einzelmassen besteht. Dabei wird die erste Masse durch das direkt mit der Kurbelwelle 2 verbundene Schwungrad 3 gebildet, dessen Massenträgheitsmoment mit Θ_1 bezeichnet werden soll. Die zweite Masse wird durch die Massen des Antriebskegelscheibenpaares 5 des stufenlos verstellbaren Getriebes 4 und dem diesem zugeordneten Servomechanismus 27 gebildet und soll das Massenträgheitsmoment Θ_2 besitzen. Die Masse des Antriebskegelscheibenpaares 6 einschließlich dessen Servomechanismus 24 sowie der über die Hohlwelle 37 mit diesem verbundenen Teile der Trenn- und Anfahrkupplung 8, wie insbesondere dessen Gehäuse 22 sowie dessen Druckplatten 21 und der Anpreßplatte 19, bilden die dritte Masse des Mehrmassenschwungradsystems und sollen mit dem Massenträgheitsmoment Θ_3 bezeichnet sein. Während die erste Masse des Schwungrades mit der zweiten Masse des Antriebskegelscheibenpaares 5 des stufenlos verstellbaren Getriebes über das in der Kupplung 30 vorgesehene und in seiner Größe festlegbare Feder-Dämpfer-Element 33, 34, 35 verbunden ist, ist die dritte Masse des Mehrmassenschwungradsystems mit der zweiten Masse über den die beiden Kegelscheibenpaare 5 und 6 verbindende Umschlingungselement 7 gekoppelt, das ebenfalls als Feder-Dämpfer-Element angesehen werden kann. Dieses aus drei durch zwischengeschaltetes Feder-Dämpfer-Elemente verbundenen Massen bestehende Mehrmassenschwungradsystem kann durch entsprechende Bemessung und Ausgestaltung zum weitgehenden Abbau der Drehungleichförmigkeiten des aus einer Hubkolben-Brennkraftmaschine bestehenden Antriebsmotors herangezogen werden. Dabei können die Massen, die Federraten und die Dämpfungscharakteristiken dieses Mehrmassenschwungradsystems so aufeinander abgestimmt werden, daß kritische Schwingungen, insbesondere Resonanzfälle, aus dem eigentlichen Betriebsbereich des nachfolgenden Triebstranges herausgehalten werden können. Für das gesamte Trägheitsmoment des Mehrmassenschwungradsystems gilt dabei

$$\Theta_{\text{ges}} = \Theta_1 + \left[\Theta_2 + \frac{1}{i_{\text{cr}}^2} \Theta_3 \right].$$

Dabei ist der Schwungmassenanteil des stufenlos verstellbaren Getriebes

$$\theta_2 + \theta_3 \cdot \frac{1}{i_{cv}^2},$$

wobei i_{cv} das Drehzahlübersetzungsverhältnis des stufenlos verstellbaren Getriebes mit

$$i_{cv} = \frac{n_1}{n_2}$$

darstellt. Das bedeutet aber, daß der Schwungmassenanteil des stufenlos verstellbaren Getriebes und damit das gesamte Trägheitsmoment der Antriebsanordnung sich mit der Verstellung der Übersetzung des stufenlos verstellbaren Getriebes verändert und zwar wird das Massenträgheitsmoment bei kleiner werdender Übersetzung des stufenlos verstellbaren Getriebes größer und umgekehrt. Daraus folgt, daß bei langen Übersetzungen, wie zum Beispiel bei einem Overdrive-Gang entsprechenden Übersetzungen des stufenlos verstellbaren Getriebes das Massenträgheitsmoment des gesamten Schwungmassensystems größer wird, also einen besseren Ausgleich der von dem Antriebsmotor kommenden Drehkraftungleichförmigkeiten bietet. Da bei solchen Overdrive-Übersetzungen, die häufig bei Konstantfahrt auf der Autobahn oder dgl. eingestellt sind, der Motor im allgemeinen mit hoher Last und niedrigen Drehzahlen, also in einem Bereich hoher Drehkraftungleichförmigkeit läuft, ist eine Vergrößerung des Massenträgheitsmoments zum Zwecke des Ausgleichs der Drehkraftungleichförmigkeiten hier besonders vorteilhaft und zweckmäßig. Darüberhinaus ergibt sich durch die Schaffung dieses aus mehreren Massen bestehenden Schwungmassensystems auch die Möglichkeit, die Masse des Schwungrades selbst verkleinern zu können, so daß Vorteile im Bauraum erreicht werden.

Ein weiterer Vorteil der Anordnung der Trenn- und Anfahrkupplung erst hinter dem stufenlos verstellbaren Getriebe, also auf dessen Abtriebsseite, besteht darin, daß nunmehr auch in einfacher Weise, nämlich durch Ausrücken der Kupplung eine einfache Stillstandsverstellung des stufenlos verstellbaren Getriebes selbst bei solchen Anordnungen durchgeführt werden kann, die aufgrund ihrer Reibverhältnisse sonst eine Stillstandsverstellung nicht ermöglichen würden. Dies trifft insbesondere auf Kegelscheibenumschlingungsgetriebe mit trockenem Riemen zu, die aufgrund des Reibwinkels zwischen dem beispielsweise aus einem Gummiwerkstoff bestehenden Riemen und den Kegelscheibenpaaren keine Veränderungen im Stillstand zulassen würden.

Die Anordnung der Trenn- und Anfahrkupplung auf der Abtriebsseite des stufenlos verstellbaren Getriebes bringt zudem weitere Vorteile, wenn diese Kupplung, wie dies an sich bekannt ist, im Schubbetrieb aus Kraftstoffspargründen ausgerückt wird. Bei der erfindungsgemäßen Anordnung brauchen dann nämlich nicht mehr die Getriebemassen von den Rädern mit angetrieben zu werden, was geringere Verluste und damit einen längeren Ausrollweg ergibt. In diesem Fall würde im übrigen die Trenn- und Anfahrkupplung zweckmäßigerweise durch eine Servostelleinrichtung betätigt werden, was vorteilhaft durch einen an dem Fahrpedal des Fahrzeugs angeordneten und bei Freigabe des Fahrpedals betätigten Schalter gesteuert werden könnte. Nach Beendigung des Schubbetriebszustandes, wenn also das Fahrpedal wieder betätigt wird, ergibt sich ein synchrones Einrücken der Trenn- und Anfahrkupplung nachdem die Kegelscheibenpaare durch die ihnen zugeordneten Servomechanismen auf eine dem

neuen, durch Drehzahl und Last bestimmten Fahrzustand des Fahrzeugs entsprechenden Wert der Übersetzung eingestellt worden sind.

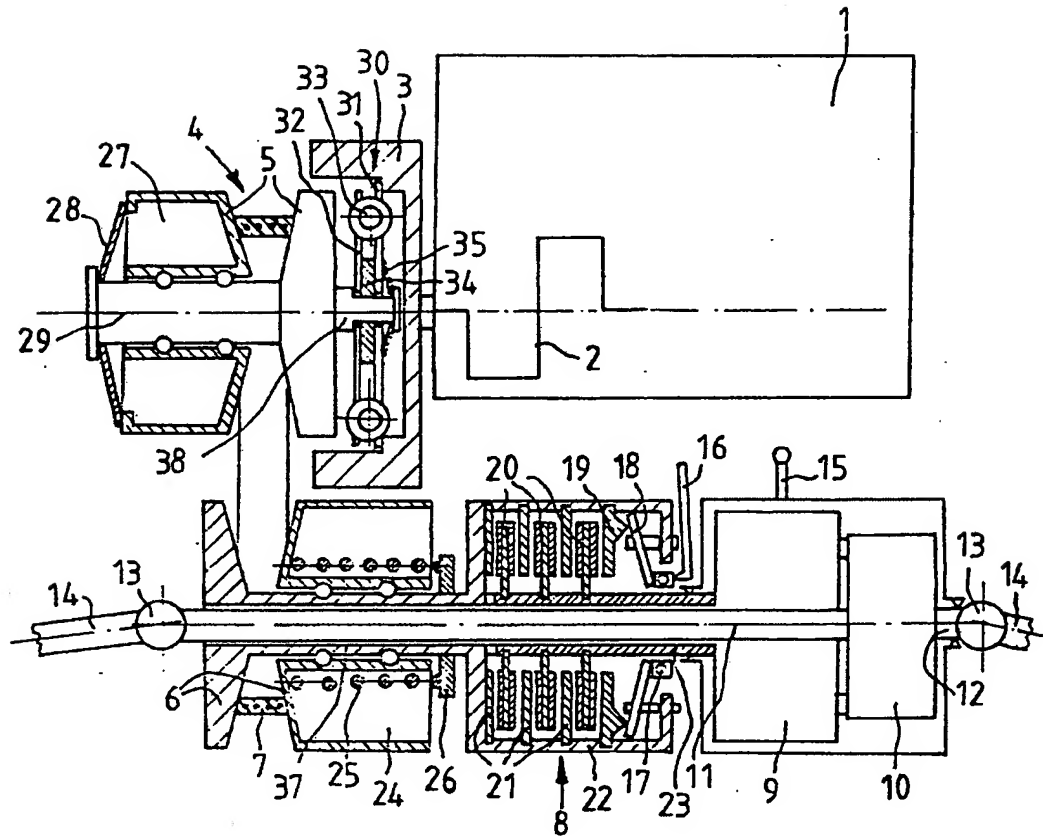
Bei der erfindungsgemäßen Antriebsanordnung läßt sich im übrigen leicht eine Parkstellung realisieren. Dazu muß die Trenn- und Anfahrkupplung bei in der Anfahrstellung stehendem stufenlos verstellbaren Getriebe 4 geschlossen werden. In dieser Stellung ist die Kurbelwelle des Motors in einer dem Anfahrangang entsprechenden Übersetzung direkt mit den angetriebenen Rädern verbunden, was dem Zustand eines mit eingelegtem ersten Gang abgestellten Kraftfahrzeuges mit herkömmlichem Handschaltgetriebe entspricht. In dieser Parksperrenstellung sichert im übrigen die mechanische Grundanpressung der Kegelscheibenpaare die kraftschlüssige Verbindung zwischen der Motorkurbelwelle und den angetriebenen Rädern. In der das Feder-Dämpfer-Element 33, 34, 35 aufweisenden Kupplung 30 zwischen dem Schwungrad 3 und dem Antriebskegelscheibenpaar 5 des stufenlos verstellbaren Getriebes 4 kann im übrigen leicht ein das Antriebsdrehmoment messender Sensor in Form eines den Differenzwinkel zwischen den beiden Kupplungsscheiben 31 und 32 messenden Winkel- bzw. Wegensors eingebaut sein.

- Leerseite -

07 02 3

Nummer:
Int. Cl.4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

37 03 759
B 60 K 17/00
7. Februar 1987
3. September 1987



Volkswagen AG Wolfsburg

708 838/328

DERWENT-ACC-NO: 1987-251020

DERWENT-WEEK: 199634

COPYRIGHT 2005 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Motor car drive unit - uses flywheel attached to engine
PTO shaft coupled to continuously variable transmission

INVENTOR: HEIDEMEYER, P; JANZ, W ; SCHOLZ, R

PATENT-ASSIGNEE: VOLKSWAGENWERK AG[VOLS] , VOLKSWAGEN AG[VOLS]

PRIORITY-DATA: 1986DE-3606357 (February 27, 1986) , 1987DE-3703759 (February 7, 1987)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES	MAIN-IPC
DE 3703759 A	September 3, 1987	N/A	005	N/A
DE 3703759 C2	July 25, 1996	N/A	005	B60K 017/08
FR 2597416 A	October 23, 1987	N/A	000	N/A

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO	APPL-DATE
DE 3703759A	N/A	1987DE-3703759	February 7, 1987
DE 3703759C2	N/A	1987DE-3703759	February 7, 1987

INT-CL (IPC): B60K017/00, B60K017/02 , B60K017/08 , F02B061/06 ,
F16F015/30 , F16H009/16 , F16H037/12

ABSTRACTED-PUB-NO: DE 3703759A

BASIC-ABSTRACT:

The drive unit comprises a reciprocating piston engine with a flywheel (3) attached to the **power take-off** shaft (2) coupled via a play-free coupling to the input element (5) of a **continuously variable transmission** (4). The vehicle clutch (8) is inserted immediately after the output element (6) of the transmission.

Pref. a coupling (30) is inserted between the flywheel (3) and the input element (5) of the transmission (4) and incorporates a spring damping mechanism provided by compression springs (33) between a pair of coupling plates (30, 31).

ADVANTAGE - Good compensation of engine unevenness over wide operating range. Allows dry belt to be installed without accessories.

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/1

TITLE-TERMS: MOTOR CAR DRIVE UNIT FLYWHEEL ATTACH ENGINE PTO SHAFT
COUPLE

CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION

DERWENT-CLASS: Q13 Q52 Q63 Q64

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1987-187841